

0713470-1

На правах рукописи

Каминский Станислав Станиславович

**СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫМ ВИБРОСТЕПЕНОМ
С ДЕБАЛАНСНЫМ ВОЗБУДИТЕЛЕМ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ
ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ ЛОПАСТЕЙ ВЕРТОЛЕТА**

Специальность 05.13.05 – Элементы и устройства
вычислительной техники и систем управления

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Казань, 2000

Работа выполнена на кафедре теоретических основ электротехники
Казанского государственного энергетического института.

Научный руководитель — Заслуженный изобретатель РТ,
доктор технических наук профессор
З.А. Баширов

Официальные оппоненты — Заслуженный деятель науки и техники РФ,
доктор технических наук профессор
Я.С. Урецкий

Заслуженный деятель науки и техники РТ,
доктор физико-математических наук
профессор Ю.Я. Петрушенко

Ведущее предприятие: Государственный институт промышлен-
ности, бизнеса и приватизации РТ
(КНИАТ)

Защита состоится "13" марта 2000 г. в 10 часов на засе-
дании диссертационного совета К.063.43.05 при Казанском государствен-
ном техническом университете им. А.Н.Туполева по адресу:
420111, г. Казань, ул. К.Маркса, 10.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Казанского государ-
ственного технического университета им. А.Н.Туполева

Автореферат разослан "7" февраля 2000 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н. доцент



Козлов В.А.

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА
КФУ



0000947905

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Лопасть несущего винта является одним из ответственных узлов вертолета. Поэтому изготовление лопастей сопровождается проведением динамических испытаний. Результатом испытаний является оценка ресурса лопасти.

Качество испытаний определяется точностью оценки ресурса. При завышении оценки ресурса снижается безопасность эксплуатации вертолета, при занижении – возрастают потери из-за недоиспользования ресурса в связи с досрочной заменой лопастей, снижается конкурентоспособность лопастей данного производителя по сравнению с лопастями других производителей, имеющих равный реальный ресурс. Точность оценки ресурса зависит от точности поддержания заданных режимов динамических испытаний.

Для проведения испытаний образцов лопастей вертолета (ОЛВ) используют резонансные вибростенды (РВ) с возбудителями дебалансного типа. Отличительной особенностью управления стендом является использование частотных свойств механической системы “образец лопасти – вибростенд”. Точность поддержания заданного уровня механических напряжений определяется дестабилизирующими факторами, основными из которых являются изменения напряжения питания электродвигателя РВ, изменение характеристик стенда, датчиков и состояния образца, взаимовлияние одновременно работающих вибростендов.

Применяемые при испытаниях средства контроля и управления с оценкой уровня механических напряжений оператором существенно сдерживают возможности повышения точности.

В связи с этим актуальна задача разработки автоматизированной системы управления резонансным вибростендом с дебалансным вибровозбудителем для динамических испытаний образцов лопастей вертолета. Однако в настоящее время вопросы проектирования систем управления резонансным вибростендом не решены в достаточной мере, поэтому требуется проведение исследования данного типа систем управления.

Цель работы. Цель диссертационной работы заключается в повышении точности динамических испытаний образцов лопастей вертолета путем создания системы управления резонансным вибростендом с дебалансным возбудителем, удовлетворяющей требованиям, предъявляемым к ресурсным испытаниям.

Задачи научного исследования. Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

- разработка математической модели нагруженного образца лопасти вертолста в составе резонансного вибростенда;
- обоснование выбора принципа управления и разработка функциональной схемы системы управления резонансным вибростендом (СУРВ);
- определение передаточной функции резонансного вибростенда как объекта управления СУРВ;
- разработка структурной схемы СУРВ;
- исследование устойчивости и качества регулирования СУРВ.

Методы исследования. Для решения поставленных задач в работе использовались методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений и уравнений в частных производных, метод огибающей (спектральный метод), аппарат преобразования Лапласа, элементы теории функций комплексного переменного. Расчетно-экспериментальные исследования проведены с применением программного обеспечения математической системы MathCAD версии 7.0 PRO фирмы MathSoft Inc. и средств вычислительной техники. Экспериментальные исследования проведены с использованием применяемого при динамических испытаниях оборудования в лаборатории динамических испытаний ОАО «КВЗ».

Научная новизна работы заключается в следующем:

- получена математическая модель нагруженного образца лопасти вертолета в составе резонансного вибростенда, учитывающая влияние постоянной продольной силы и внешнее вязкое трение;
- предложен метод экспериментально-расчетного определения параметров модели образца лопасти вертолета по предварительно снимаемой амплитудной частотной характеристике;
- предложен метод определения передаточной функции образца лопасти вертолета в составе СУРВ на основе анализа переходного процесса при мгновенном изменении частоты вынуждающей силы;
- предложена структурная схема СУРВ, реализующей принцип управления по отклонению с использованием полученной передаточной функции образца лопасти вертолета;
- проведен анализ устойчивости СУРВ и качества регулирования с учетом изменения напряжения питания электродвигателя и взаимовлияния вибростендов.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

- получено выражение для расчета по задаваемым значениям параметров ОЛВ и РВ коэффициента передачи регулятора, при котором обеспечивается устойчивость системы;
- предложена методика определения основных параметров СУРВ;

[illegible]

- разработаны микропроцессорный блок управления резонансным вибростендом (БУВ) и соответствующее программное обеспечение.

На защиту выносятся:

- математическая модель нагруженного образца лопасти вертолета в составе резонансного вибростенда;
- метод экспериментально-расчетного определения параметров модели образца лопасти вертолета по предварительно снимаемой амплитудной частотной характеристике;
- метод определения передаточной функции образца лопасти вертолета в составе СУРВ;
- структурная схема СУРВ;
- результаты анализа устойчивости и качества регулирования СУРВ;
- выражение для определения критического значения коэффициента передачи регулятора с учетом параметров ОЛВ и РВ.

Реализация результатов работы. Основные научные и практические результаты диссертационной работы использованы при разработке СУРВ и оснащении блоками БУВ вибростендов лаборатории динамических испытаний предприятия ОАО "КВЗ" в г. Казани, а также в учебном процессе на кафедре "Теоретические основы электротехники" Казанского государственного энергетического института.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на молодежной научной конференции "XXII Гагаринские чтения", г. Москва, 1996 г.; на VII Всероссийских Туполевских чтениях студентов "Актуальные проблемы авиастроения", г. Казань, 1996 г.; на II республиканской научной конференции молодых ученых и специалистов, г. Казань, 1996 г.; на республиканских научных конференциях "Проблемы энергетики", г. Казань, 1997 г., 1998 г.; на I аспирантско-магистерском семинаре КФ МЭИ, г. Казань, 1997 г.; на международной научно-технической конференции "Современные проблемы машиноведения", г. Гомель, 1998 г.; на XV Международной межвузовской школе-семинаре "Методы и средства технической диагностики", г. Йошкар-Ола, 1998 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 10 работ, в том числе статья в журнале "Измерительная техника" и статья в журнале "Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики".

Структура и объем диссертации. Работа изложена на 160 страницах машинописного текста, иллюстрируется рисунками, состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность и новизна работы, сформулирована ее цель. Приведены структура диссертации и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрены существующий метод и средства для проведения динамических испытаний образцов лопастей вертолета, целью которых является оценка ресурса лопасти. Испытания проводят при одновременном воздействии на образец постоянной во времени продольной растягивающей и поперечной изгибающей нагрузок на резонансных вибростендах. Упрощенное изображение конструкции РВ приведено на рис. 1. Вибростенд состоит из массивного основания 1, на котором закрепляется образец лопасти 2 и система тросов 3 с помощью опор 4 и подшипников 5. Необходимую величину растягивающей нагрузки устанавливают с помощью устройства натяжения 6. Изгибные колебания создаются с помощью дебалансного вибровозбудителя 7, который соединен гибким валом 8 с электроприводом 9, закрепленным на неподвижной опоре 10.

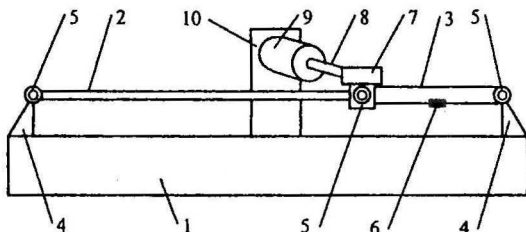


Рис. 1

Под действием поперечной гармонической силы образец совершает вынужденные изгибные колебания с частотой, близкой к первой собственной частоте. При этом в образце возникают распределенные по длине механические напряжения, содержащие постоянную составляющую, обусловленную растяжением, и переменную (динамическую) составляющую, вызванную изгибными колебаниями. Задание амплитуды динамической составляющей напряжения производится установкой частоты вынуждающей силы в соответствии с амплитудной частотной характеристикой (АЧХ) вибростенда с установленным ОЛВ и обеспечивается регулированием скорости вращения электродвигателя.

В работе показано, что точность оценки ресурса лопасти определяется точностью поддержания заданного уровня динамической нагрузки. Указаны

недостатки существующей методики и средств проведения испытаний, главным из которых является низкая точность поддержания заданного режима. Повышение качества динамических испытаний ставит задачу разработки и создания автоматизированной системы управления резонансным вибростендом, основным назначением которой является стабилизация амплитуды динамической составляющей механического напряжения в образце.

Для исследования СУРВ разработана математическая модель ОЛВ в составе РВ, описывающая вынужденные изгибные колебания образца лопасти от сосредоточенной гармонической поперечной силы при растягивающем воздействии стационарной продольной силы и учете сил трения, которая позволила решить следующие частные задачи:

- 1) найти зависимость частоты собственных колебаний от силы натяжения и параметров ОЛВ;
- 2) определить формы собственных колебаний;
- 3) получить выражения для амплитудных частотных характеристик ОЛВ (зависимостей амплитуд поперечного отклонения и механического напряжения от частоты вынуждающей силы для произвольного сечения образца с фиксированной координатой);
- 4) найти форму вынужденного колебания (закон распределения амплитудных отклонений точек оси образца);
- 5) определить закон распределения механических напряжений вдоль длины образца.

Для математического описания системы "образец лопасти – вибростенд" составлена расчетная модель – "идеализированная" механическая система, отражающая наиболее важные свойства объекта – и указаны необходимые для этого допущения. В качестве расчетной модели принята прямоугольная однородная балка постоянного поперечного сечения, шарнирно закрепленная на одном конце и свободная на другом. На балку действуют продольная постоянная во времени растягивающая сила N и поперечная сосредоточенная гармоническая сила $P(t) = P_0 \sin \omega t$, приложенные на свободном конце. В результате проведенных расчетов значений собственных частот и форм вынужденных колебаний с целью уточнения расчетной модели учтена сосредоточенная масса на свободном конце ОЛВ. На основе анализа источников потерь энергии при изгибных колебаниях ОЛВ предложено использовать в качестве модели трения внешнее вязкое трение.

Уравнение вынужденных изгибных колебаний ОЛВ, учитывающее силу натяжения и внешнее вязкое трение β , имеет вид

$$m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \beta \frac{\partial y}{\partial t} + EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - N \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = q(x) \sin \omega t, \quad (1)$$

где сосредоточенная сила представлена в виде $q(x) = P_0 \delta(x-l)$; m – интенсивность распределенной массы образца; EJ – изгибная жесткость. Применение метода разделения переменных для решения соответствующего однородного уравнения свободных колебаний ОЛВ с учетом граничных условий закрепления позволило получить выражение для собственных форм колебания

$$X(x) = C_1 \operatorname{sh} s_1 x + C_1 \frac{s_1^2}{s_2^2} \frac{\operatorname{sh} s_1 l}{\sin s_2 l} \sin s_2 x$$

и уравнение для нахождения собственных частот p_n образца лопасти вертолета

$$\frac{M_0 p^2}{EJ} (s_1^2 + s_2^2) + s_2^2 (s_1^3 - \alpha^2 s_1) \operatorname{cth} s_1 l = s_1^2 (s_2^3 + \alpha^2 s_2) \operatorname{ctg} s_2 l;$$

в которых

$$s_1 = \sqrt{\frac{\alpha^2}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}}; \quad s_2 = \sqrt{-\frac{\alpha^2}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^4}{4} + k^4}}; \quad k = \sqrt[4]{\frac{mp^2}{EJ}}; \quad \alpha = \sqrt{\frac{N}{EJ}};$$

C_1 – коэффициент, определяемый начальными условиями; l – длина образца; M_0 – сосредоточенная масса.

Применение метода главных координат для решения уравнения (1) позволило получить выражение функции прогибов

$$y(x, t) = P_0 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{X_n(x) X_n(l)}{M_n \sqrt{(p_n^2 - \omega^2)^2 + \beta_1^2 \omega^2}} \sin(\omega t + \varphi_n), \quad (2)$$

в котором

$$\begin{aligned} M_n = m C_1^2 & \left(\frac{1}{2s_1} \operatorname{sh} s_1 l \operatorname{ch} s_1 l - \frac{1}{2} l + 2C \frac{s_1 \operatorname{ch} s_1 l \sin s_2 l - s_2 \operatorname{sh} s_1 l \cos s_2 l}{(s_1^2 + s_2^2)} + \right. \\ & \left. + \frac{C^2}{2} l - \frac{C^2}{4s_2} \sin 2s_2 l \right) + M_0 X_n^2(l); \\ \beta_1 = \frac{\beta}{m}; \quad \operatorname{tg} \varphi_n = & - \frac{\beta_1 \omega}{p_n^2 - \omega^2} \end{aligned}$$

При совместном действии продольных и поперечных сил механическое напряжение в любой точке сечения определяется как алгебраическая сумма напряжений от изгиба и от растяжения:

$$\sigma(x, t) = \frac{N}{F} + E \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \cdot \frac{h}{2}, \quad (3)$$

где h – толщина образца; F – площадь поперечного сечения; E – модуль упругости первого рода. Выражения (2) и (3) позволили определить форму вынужденных колебаний, распределение механических напряжений и АЧХ образца.

Получено выражение для определения амплитуды вынуждающей силы, создаваемой вибратором дебалансного типа 2РНВ-500/2000, который используется при усталостных испытаниях образцов лопастей вертолета. Особенности, возникающие при использовании дебалансного вибровозбудителя, следующие:

1) невозможно обеспечить произвольную амплитуду вынуждающей силы при заданной частоте без изменения конструкции вибровозбудителя;

2) изменение скорости вращения роторов вибровозбудителя вызывает одновременное изменение как частоты создаваемой вынуждающей силы, так и ее амплитуды.

В работе показано, что изменение амплитуды колебаний ОЛВ при изменении скорости вращения роторов вибровозбудителя обусловлено, главным образом, резонансными свойствами образца. Это позволяет при расположении рабочей точки на склоне АЧХ считать силу, создаваемую дебалансным вибровозбудителем, постоянной, если изменения по частоте невелики, что имеет место при испытаниях ОЛВ.

С использованием полученной математической модели проведен расчет основных характеристик образца, в результате которого:

1) численным методом получены значения собственных частот;

2) построены собственные формы колебаний;

3) с использованием экспериментально полученной АЧХ определено значение коэффициента трения;

4) с использованием найденных собственных частот, собственных форм и коэффициента трения построены формы вынужденных колебаний. Показано, что для ОЛВ при рассматриваемых условиях влияние высших форм ослабевает с увеличением номера собственной формы. Так, например, влияние второй и более высоких форм пренебрежимо мало (составляет приблизительно 2 % при указанных условиях). Рассмотрено изменение формы вынужденных колебаний при изменении частоты вынуждающей силы. Показано, что форма вынужденных колебаний практически не зависит от частоты в диапазоне рабочих частот вибростенда;

5) построено распределение амплитуды динамической составляющей механического напряжения вдоль образца. Показано, что для случая механических напряжений влияние форм колебания выше первой оказывается более заметным, чем в случае распределения амплитуд колебания. Максимальное зна-

чение относительной погрешности при учете только первой формы колебания составляет 7,6 %;

б) проведено сравнение расчетного распределения амплитуд механического напряжения по длине ОЛВ с экспериментально полученным распределением для рабочей частоты. При учете только первой собственной формы погрешность составляет 5,7 %, при учете первых шести форм погрешность составляет 2,3 %.

Таким образом, сравнение теоретических и экспериментальных результатов показало адекватность разработанной математической модели объекту.

Так как образец лопасти вертолета является механической системой с распределенной массой, то имеет бесконечное число степеней свободы и, соответственно, бесконечное число собственных частот и форм колебаний. Проведенные расчеты показали, что в рассматриваемых условиях испытаний при небольших изменениях частоты вблизи резонанса можно пренебречь влиянием высших собственных форм и использовать в качестве модели ОЛВ механическую систему с одной степенью свободы, в которой $F_m = P_0$, $\delta = \frac{\beta_1}{2}$,

$$\omega_0 = p_1, m = \frac{M_1}{X_1(x_0)X_1(l)}, \text{ где } x_0 - \text{координата контрольного сечения образца.}$$

Вторая глава посвящена задачам разработки математической модели системы управления резонансным вибростендом. Из рассмотрения известных принципов управления применительно к СУРВ с учетом условий ее работы и внешних возмущений показана необходимость использования принципа управления по отклонению, а также целесообразность реализации системы управления на базе микропроцессорных устройств. Предложенная функциональная схема микропроцессорной СУРВ показана на рис. 2.

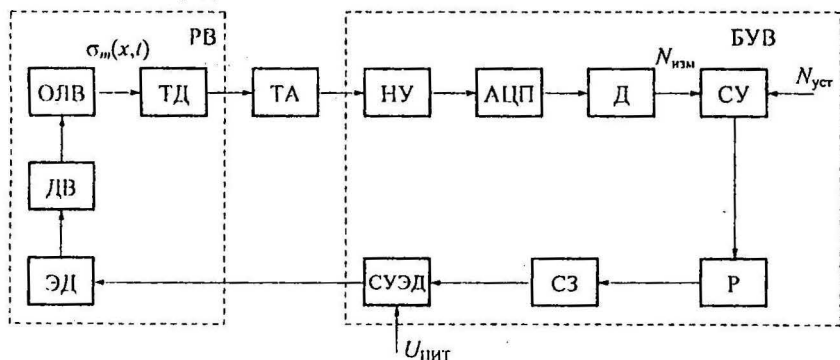


Рис. 2

В состав СУРВ входят: резонансный вибростенд РВ, состоящий из установленного на вибростенде образца лопасти с наклеенными тензодатчиками ТД, дебалансного вибровозбудителя ДВ и электродвигателя ЭД; тензометрическая аппаратура ТА; блок управления вибростендом БУВ, состоящий из нормирующего усилителя НУ, аналого-цифрового преобразователя АЦП, амплитудного детектора Д, сравнивающего устройства СУ, регулятора Р, схемы задержки СЗ и схемы управления электродвигателем СУЭД. Детектор, сравнивающее устройство, регулятор и, частично, схема задержки реализованы программно, и их функции выполняет микропроцессор блока БУВ по соответствующей программе.

Для получения условий устойчивости СУРВ, определения качества регулирования и точности поддержания заданной амплитуды колебаний составлена непрерывная модель системы, в которой ОЛВ представлен механической системой с одной степенью свободы.

Проведенный анализ систем управления гармоническими и случайными вибрациями показывает, что общим принципом таких систем является управление амплитудой колебания на выходе объекта путем регулирования амплитуды входного воздействия. При этом частота входного воздействия либо имеет фиксированное значение, либо изменяется определенным образом в соответствии с задачами сканирования. Отличительной особенностью РВ с дебалансным вибровозбудителем как объекта управления является то, что задание уровня динамической нагрузки можно осуществить только изменением частоты вращения ротора электродвигателя, создающего колебания с помощью дебалансного вибровозбудителя. Поэтому в основе работы СУРВ использован принцип стабилизации амплитуды динамической составляющей механического напряжения путем регулирования частоты вращения ротора электродвигателя.

Для составления структурной схемы непрерывной системы необходимо определение передаточной функции ОЛВ по огибающей, связывающей отклонение частоты $\Delta\omega(t)$ на входе с отклонением огибающей амплитуд колебания $\Delta A(t)$ на выходе. При этом под передаточной функцией понято отношение

$$W(p) = \frac{A(p)}{F(p)},$$

где $A(p) = L[\Delta A(t)]$ – изображение отклонения огибающей; $F(p) = L[\Delta\omega(t)]$ – изображение отклонения частоты. Для нахождения передаточной функции предложено исследовать огибающую переходного процесса, возникающего при мгновенном изменении частоты вынуждающей силы, которое представляет ступенчатое воздействие на входе такого звена. При этом величина изменения частоты выбрана достаточно малой, поскольку параметры звена, как показано ниже, зависят от выбора рабочей точки на склоне частотной характеристики.

По виду отклика передаточную функцию $W(p)$ предложено найти с помощью преобразования Лапласа.

Полагаем, что в начальный момент времени частота в установившемся режиме равна ω_1 , рабочая точка находится на левом склоне характеристики $y_m(\omega)$, что соответствует реальному режиму работы резонансного вибростенда. В момент $t = 0$ частота изменяется скачком на величину ε , и новое значение частоты равно $\omega_2 = \omega_1 + \varepsilon$, причем $\varepsilon \ll \Delta\omega$, где $\Delta\omega = \omega_p - \omega_1$; ω_p — резонансная частота механической системы.

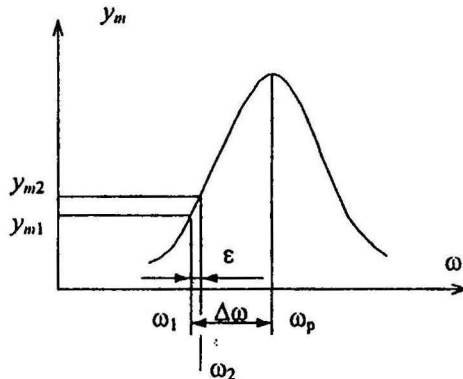


Рис. 3

Найденное выражение для переходного процесса при мгновенном изменении частоты вынуждающей гармонической силы с использованием классического метода решения дифференциальных уравнений имеет вид

$$y(t) = A_c e^{-\delta t} \cos \omega_c t + B_c e^{-\delta t} \sin \omega_c t + A_b \cos \omega_2 t + B_b \sin \omega_2 t,$$

где

$$A_b = \frac{F_m (\omega_0^2 - \omega_2^2) \sin \psi - 2\delta \omega_2 \cos \psi}{m (\omega_0^2 - \omega_2^2)^2 + 4\delta^2 \omega_2^2};$$

$$B_b = \frac{F_m (\omega_0^2 - \omega_2^2) \cos \psi + 2\delta \omega_2 \sin \psi}{m (\omega_0^2 - \omega_2^2)^2 + 4\delta^2 \omega_2^2};$$

$$A_{b1} = -\frac{F_m}{m} \frac{2\delta \omega_1}{(\omega_0^2 - \omega_1^2)^2 + 4\delta^2 \omega_1^2}; \quad B_{b1} = -\frac{F_m}{m} \frac{\omega_0^2 - \omega_1^2}{(\omega_0^2 - \omega_1^2)^2 + 4\delta^2 \omega_1^2};$$

$$A_c = A_{b1} \cos \psi + B_{b1} \sin \psi - A_b;$$

$$B_c = \frac{A_{n1}(\delta \cos \psi - \omega_1 \sin \psi) + B_{n1}(\omega_1 \cos \psi + \delta \sin \psi) - A_n \delta - B_n \omega_2}{\omega_c}.$$

Огибающая амплитуд переходного процесса, являющегося узкополосным, определяется выражением

$$A(t) = \sqrt{y^2(t) + y_r^2(t)},$$

где $y_r(t)$ – колебание, сопряженное по Гильберту колебанию $y(t)$. Однако полученное точное решение является достаточно сложным для анализа. Поэтому для нахождения огибающей и последующего определения передаточной функции ОЛВ предложено использовать метод огибающей – упрощенный спектральный метод, используемый при анализе узкополосных процессов и цепей в радиотехнике. Применение данного метода позволило найти выражение для переходного процесса:

$$\begin{aligned} y(t) = & \frac{F_m}{2m\omega_p \sqrt{(\Delta\Omega_1)^2 + \delta^2}} \sin\left(\omega_p t + \psi - \varphi_1 - \frac{\pi}{2}\right) + \\ & + \frac{F_m}{2m\omega_p \sqrt{(\Delta\Omega_2)^2 + \delta^2}} \sin\left(\omega_2 t + \psi - \varphi_2 - \frac{\pi}{2}\right) - \\ & - \frac{F_m}{2m\omega_p \sqrt{(\Delta\Omega_2)^2 + \delta^2}} e^{-\delta t} \sin\left(\omega_p t + \psi - \varphi_2 - \frac{\pi}{2}\right), \end{aligned}$$

где $\varphi_1 = \arctg \frac{\Delta\Omega_1}{\delta}$; $\varphi_2 = \arctg \frac{\Delta\Omega_2}{\delta}$; $\Delta\Omega_1 = \omega_1 - \omega_p$; $\Delta\Omega_2 = \omega_2 - \omega_p$.

Огибающую амплитуд переходного процесса предложено определять также с помощью преобразования Гильберта. Поскольку непосредственное использование полученного выражения вызывает затруднения, то проведено упрощение выражения огибающей, полученного спектральным методом, в результате которого

$$A(t) = \frac{F_m}{2m\omega_p \sqrt{\Delta\Omega^2 + \delta^2}} \left[1 - \frac{\Delta\Omega\epsilon}{\Delta\Omega^2 + \delta^2} \left(1 - e^{-\delta t} \cos \Delta\Omega t \right) \right].$$

С применением ЭВМ проведено сравнение выражений для огибающей, полученных классическим методом (точное решение) и методом огибающей (приближенное решение). Погрешность приближенного решения для принятых условий, соответствующих условиям при испытаниях, не превышает 5 %, что позволяет использовать полученное решение.

С помощью преобразования Лапласа найдено аналитическое выражение передаточной функции по огибающей для образца лопасти вертолета в составе РВ, моделируемого механической колебательной системой с одной степенью свободы:

$$W(p) = - \frac{F_m \Delta \Omega}{2m\omega_p (\Delta \Omega^2 + \delta^2)^{\frac{3}{2}}} \frac{\delta p + \Delta \Omega^2 + \delta^2}{(p + \delta)^2 + \Delta \Omega^2} = \frac{k_M (\xi T_M p + 1)}{T_M^2 p^2 + 2\xi T_M p + 1},$$

где

$$k_M = - \frac{F_m \Delta \Omega}{2m\omega_p (\Delta \Omega^2 + \delta^2)^{\frac{3}{2}}}; \quad T_M = \frac{1}{\sqrt{\Delta \Omega^2 + \delta^2}}; \quad \xi = \frac{\delta}{\sqrt{\Delta \Omega^2 + \delta^2}}.$$

Это позволило составить математическую модель непрерывной СУРВ. На структурной схеме СУРВ (рис. 4.) ОЛВ представлен колебательным звеном с найденной передаточной функцией $W(p)$, электродвигатель – звеном с передаточной функцией $W_{дв}(p) = k_{дв}/(1 + pT_{дв})$. Регулятор, схема задержки и схема управления электродвигателем моделируются интегрирующим звеном с коэффициентом передачи k_p . Устройства канала измерения СУРВ (ТД, ТА, НУ и АЦП) представлены звеном с коэффициентом $k_{и}$. Изменения питающего напряжения и взаимное влияние работающих вибростендов показаны в виде помех $\Delta U_{дв}$ и Δy_m .

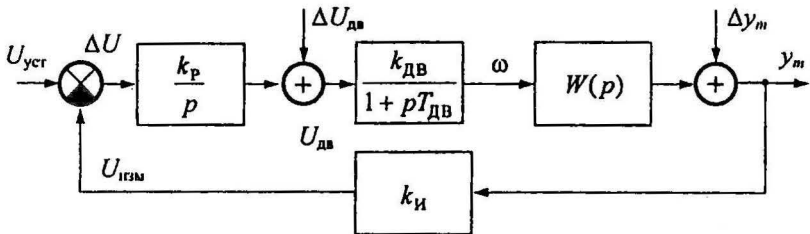


Рис. 4

В третьей главе рассмотрены задачи обеспечения устойчивости и требуемого качества регулирования СУРВ. Неустойчивость системы может привести к разрушениям образцов лопастей вертолета, происходящих не вследствие особенностей испытательного режима, а из-за неустойчивости системы управления. Поэтому с использованием критерия устойчивости Гурвица получено выражение для критического значения коэффициента передачи регулятора при найденных значениях параметров ОЛВ и РВ.

В процессе испытаний на амплитуду механического напряжения в образце воздействуют дестабилизирующие факторы. Для учета их влияния получены выражения для огибающей амплитуды на выходе системы при мгновенном изменении напряжения питания электродвигателя, а также при взаимном влиянии работающих вибростендов.

Для исследования погрешности стабилизации амплитуды в установившемся режиме проведен анализ влияния изменения параметров элементов системы на амплитуду колебаний. В результате анализа показано, что изменение параметров элементов, входящих в прямую цепь системы, не влияет на точность поддержания заданной амплитуды колебаний, что обеспечивается астатизмом системы по управляющему воздействию. Поэтому погрешность амплитуды в установившемся режиме не зависит от изменения характеристик вибростенда, таких, как сила натяжения и коэффициент трения. Это позволяет снизить требования к точности параметров устройств прямого канала и уменьшить стоимость их изготовления. Показано, что погрешность поддержания заданной амплитуды колебаний зависит от изменения параметров канала измерения (обратной цепи) и определяется погрешностью коэффициента передачи k_n .

Поскольку для формирования кода уставки $N_{уст}$ и кода измерения $N_{изм}$ предложено использовать единый канал, то погрешность формирования кода измерения равна погрешности формирования кода уставки. Поэтому в установившемся режиме эти погрешности взаимно компенсируются и остается только погрешность, обусловленная квантованием и дискретизацией. С учетом погрешности измерения определена полная погрешность стабилизации амплитуды механических напряжений в образце.

В четвертой главе рассмотрены вопросы разработки и приведены результаты внедрения системы управления резонансным вибростендом для динамических испытаний образцов лопастей вертолета.

Основными параметрами системы являются разрядность АЦП, время дискретизации измеряемого сигнала, дискрет фазового угла тиристорного управления электродвигателем. Найдены выражения для определения требуемых значений этих параметров в зависимости от задаваемой погрешности стабилизации.

Предложена методика выбора параметров элементов СУРВ, которая может быть использована также для разработки аналогичных систем управления амплитудой на выходе резонансного объекта путем управления частотой вынуждающей силы.

По результатам изложенной выше теоретической проработки был разработан блок управления вибростендом БУВ, являющийся основным устройством СУРВ.

В главе изложены принцип действия блока БУВ, режимы его работы и меры, повышающие точность системы в целом. Внедрение БУВ позволило получить точность стабилизации амплитуды динамической составляющей механического напряжения 2 %.

В заключении содержатся основные результаты диссертационной работы.

В приложении приведен акт использования результатов диссертационной работы, структурная электрическая схема разработанного блока БУВ.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель нагруженного образца лопасти вертолета в составе резонансного вибростенда, учитывающая влияние постоянной продольной силы и внешнее вязкое трение. Полученная модель позволяет определить значения собственных частот ОЛВ, получить выражение для амплитудной частотной характеристики ОЛВ, найти распределение механических напряжений вдоль длины образца при вынужденных колебаниях. В результате проведенного исследования установлено, что для рассматриваемого диапазона частот вблизи резонансной частоты прогиб и механическое напряжение ОЛВ обусловлены главным образом первой собственной формой колебания.

2. Предложен метод экспериментального определения параметров модели образца лопасти вертолета по предварительно снимаемой амплитудной частотной характеристике. Метод позволяет количественно оценить параметры ОЛВ, найти коэффициент затухания и уточнить резонансную частоту модели ОЛВ.

3. Предложен метод определения передаточной функции образца лопасти вертолета в составе СУРВ на основе анализа переходного процесса при мгновенном изменении частоты вынуждающей силы. Найденная передаточная функция позволяет моделировать ОЛВ колебательным звеном второго порядка, входным сигналом которого является мгновенное значение частоты, выходным – огибающая амплитуды.

4. Предложена структурная схема СУРВ, реализующей принцип управления по отклонению с использованием полученной передаточной функции образца лопасти вертолета.

5. Проведен анализ устойчивости и качества регулирования СУРВ. Получено выражение для расчета по задаваемым значениям параметров ОЛВ и РВ

коэффициента передачи регулятора, при котором обеспечивается устойчивость системы. Получены выражения для определения погрешности стабилизации амплитуды при изменении напряжения питания электродвигателя и взаимном влиянии работающих вибростендов.

6. Предложена методика определения основных параметров СУРВ.

7. Разработан блок управления резонансным вибростендом с программным обеспечением для испытаний образцов лопастей вертолета.

Таким образом, проведенные исследования позволяют проводить целенаправленное проектирование систем управления резонансным вибростендом, а также других аналогичных систем управления амплитудой на выходе резонансного объекта путем управления частотой вынуждающей силы.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Каминский С.С. Автоматизированная система управления виброиспытаниями // Сборник тезисов докладов молодежной научной конференции "XXII Гагаринские чтения", Ч.7. М., 1996. С. 192-193.

2. Каминский С.С. Автоматизированная система управления усталостными испытаниями // Актуальные проблемы авиастроения: VII Всероссийские Туполевские чтения студентов. Тезисы докладов. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та. 1996. С. 19.

3. Каминский С.С. Автоматизированная система управления силовым приводом резонансного вибростенда // II Республиканская научная конференция молодых ученых и специалистов: Тезисы докладов. Книга 5. Казань, 1996. С. 60.

4. Каминский С.С. Автоматизированная система управления усталостными испытаниями // Материалы докладов республиканской научной конференции "Проблемы энергетики". Часть 2. Казань: Изд-во Казан. филиала Моск. энерг. ин-та. 1997. С.56-57.

5. Баширов З.А., Каминский С.Р., Каминский С.С. Автоматизированная система испытаний образцов лопастей вертолета // Измерительная техника. 1997. № 7. С.37-39.

6. Каминский С.С. Методы оценки амплитуды вибрационного сигнала при усталостных испытаниях // Материалы докладов I аспирантско-магистерского научного семинара КФ МЭИ, Казань: Изд-во Казан. филиала Моск. энерг. ин-та. 1997. С. 8.

7. Каминский С.С. Анализ сигнально-помеховой ситуации в системе управления усталостными испытаниями лопастей вертолета // Материалы до-

кладов республиканской научной конференции "Проблемы энергетики". Часть 2. Казань: Изд-во Казан. филиала Моск. энерг. ин-та. 1998. С.67-68.

8.Баширов З.А., Мнекин Р.В., Каминский С.С. Проектирование системы усталостных испытаний образцов лопастей вертолета // Современные проблемы машиноведения: Материалы международной научно-технической конференции (научных чтений, посвященных П.О.Сухоуму). Гомель: ГПИ, 1998. Т. I. С. 40.

9.Каминский С.С., Баширов З.А. Микропроцессорная система управления резонансным вибростендом для диагностики образцов лопастей вертолета // Методы и средства технической диагностики: Сборник трудов XV Международной межвузовской школы-семинара. Йошкар-Ола: МарГУ, 1998. С. 107-109.

10.Каминский С.С., Баширов З.А. Математическая модель резонансного стенда автоматизированной системы управления усталостными испытаниями // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 1999. № 1-2. С. 99-101.

С.Кам

Подписано к печати 28.01.2000 г. Формат 60х84 1/16

Бумага офсетная

Печ. л. 1,0

Усл. печ. л. 0,93

Уч.-изд. л. 1.0

Тираж 100 экз.

Заказ 418

9-00